

**VŠB- Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta Strojní**  
**Katedra výrobních strojů a konstruování**

**Aplikace online systému**

**Application of Online System**

Student: Zdeněk Pustějovský

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jan Blata, Ph.D.

Ostrava 2016

## Zadání bakalářské práce

Student: **Zdeněk Pustějovský**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2301R023 Technická diagnostika, opravy a udržování  
Téma: Aplikace online systému  
Application of Online System  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Zabývejte se možnostmi aplikace online měření na zkušebním standu ve firmě TATRA, a.s. Navrhněte vhodné veličiny pro měření, vhodné měřicí místa pro správné získání měřeného signálu. Proved'te průzkum vhodných měřících online systémů, zhodnot'te jejich výhody a možnosti aplikace na daném zařízení.

### V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proved'te konkrétní vyhodnocení.

Podrobnější specifikaci zadání nebo jeho úpravy provede vedoucí práce nebo firma TATRA, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. 159 s. ISBN 80-03-00308-3.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

Podkladové materiály - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Blata, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



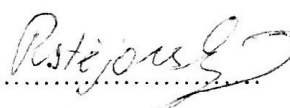
### **Poděkování**

Rád bych vyjádřil díky panu Ing Radomíru Mífkovi za všechny velmi ochotně poskytnuté rady. Také panu Ing Josefu Jakubcovi za ochotu spolupracovat. A v neposlední řadě mému vedoucímu práce Ing. Janu Blatovi, Ph.D. za veškeré rady.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....16.5.2016.....

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016

  
.....  
podpis

Zdeněk Pustějovský

9. Května 1178, Příbor 742 58

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PUSTĚJOVSKÝ, Zdeněk. Aplikace online systému: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 62 s. Vedoucí práce: Ing. Jan Blata, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá aplikací online systému na zkušebním standu pro převodovky. V práci je nejdříve sepsána historie a současný sortiment firmy Tatra trucks a.s. Můžete zde najít popsány typy zkoušek převodovek a ozubených soukolí. Dále se zabývá poruchovými frekvencemi, které se hledají ve frekvenčním spektru. V další části je popsán vlastní návrh a aplikace online systému, který byl navrhnout autorem, včetně konkrétním produktů a jejich ceny. Poslední část popisuje navrhované rozmístění snímačů vibrací pro dlouhodobé měření.

Klíčová slova: Online systém; Vibrodiagnostika; Životnostní zkoušky

## ANNOTATION OF BACHELORY THESIS

PUSTĚJOVSKÝ, Zdeněk. Application of Online System: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of production machines and design, 2016, 62 p. Thesis head: Ing. Jan Blata, Ph.D.

Bachelor thesis deals with application of online system. Tested on stand for transmissions. Thesis also describing history of Tatra trucks company and actual offer. You can find here described tests of transmissions and gear pairs. It deals with the faulty frequencies, that are searched in the frequency spectrum also. Next part is about design and online system application, which was designed by author, include particular products and their prices. Last part describing proposed places of vibration sensors for long term measurement.

Keywords: online systém; vibrodiagnostics; Lifetime tests

## OBSAH

Seznam použitých symbolů a zkratk.....	- 9 -
Seznam použitých jednotek .....	- 9 -
Úvod.....	- 10 -
1 Tatra .....	- 11 -
1.1 Historie Tatry .....	- 11 -
1.2 Současný sortiment Tatry .....	- 13 -
2 Zkoušky ozubených převodů .....	- 15 -
2.1 Rozdělení zkoušek .....	- 15 -
2.1.1 Provozní zkoušky .....	- 15 -
2.1.2 Laboratorní zkoušky .....	- 16 -
3 Zdroje vibrací.....	- 19 -
3.1 Časté zdroje vibrací.....	- 19 -
3.1.1 Nevyváženost rotorů .....	- 19 -
3.1.2 Nesouosost rotorů .....	- 22 -
3.1.3 Ohnutý hřídel .....	- 24 -
3.1.4 Excentrický rotor .....	- 25 -
3.1.5 Mechanické uvolnění .....	- 26 -
3.1.6 Zubové frekvence .....	- 27 -
4 Zkušební stav převodových agregátů .....	- 28 -
5 Měřená převodovka .....	- 31 -
6 Průběh měření .....	- 33 -
6.1 Výběr místa .....	- 33 -
6.2 Hraniční hodnoty.....	- 34 -
6.3 Otáčková frekvence.....	- 34 -
6.4 Očekávané výsledky.....	- 36 -
6.5 Pozice L1 .....	- 37 -
6.6 Pozice L2.....	- 38 -
6.7 Pozice L3.....	- 39 -
6.8 Pozice L4.....	- 40 -
6.9 Pozice L5.....	- 41 -
6.10 Pozice L6.....	- 42 -



6.11	Shrnutí měření .....	- 43 -
7	Návrh online systému .....	- 44 -
7.1	Výběr značky .....	- 44 -
7.2	Software .....	- 45 -
7.3	Vyhodnocovací jednotka pro vibrační senzory .....	- 46 -
7.4	Síťový zdroj .....	- 47 -
7.5	Spojovací kabel .....	- 48 -
7.6	Snímače vibrací .....	- 49 -
7.7	Výběr snímačů .....	- 50 -
7.7.1	Vibrační senzor .....	- 50 -
7.7.2	Měřicí bod lepený .....	- 51 -
7.7.3	Měřicí bod magnetický .....	- 52 -
7.7.4	Dvousložkové keramické lepidlo X60 .....	- 53 -
7.8	Kabel .....	- 54 -
7.9	Přehled produktů .....	- 55 -
7.10	Rozmístění snímačů pro dlouhodobé měření .....	- 56 -
8	Závěr .....	- 58 -
9	Použitá literatura .....	- 59 -

## Seznam použitých symbolů a zkratek

$z$	počet zubů ozubeného kola	[-]
$f_o$	otáčková / rotorová frekvence	[Hz]
$f_z$	zubová frekvence	[Hz]
$f_{zč}$	zubová frekvence čerpadla	[Hz]
$n$	otáčky na hřídeli	[ot/min]
$i$	převodový poměr	[-]
$P$	Výkon	[kW]
$t$	Teplota	[°C]

## Seznam použitých jednotek

$Hz$	Hertz
$ot/min$	otáčky za minutu
$kW$	Kilowatt
$mm/s$	rychlost vibrací
$g$	zrychlení/ výchylka vibrací

## Úvod

K firmě TATRA TRUCKS s.r.o. mám blízký vztah, jelikož s ní přicházím do kontaktu od útlého mládí. Pracuje tam velká část mé rodiny, všichni samozřejmě fandí při závodech typu Rallye Paříž Dakar nebo Africa eco race, někteří s nimi i spolupracují, měl jsem tedy možnost potkat se jak se závodními vozy, tak i se samotnými závodníky. Při docházce na střední školu jsem od této firmy dostával stipendium. Nebylo pro mne tudíž těžké si vybrat, kterou firmu oslovím pro spolupráci na bakalářské práci. Zástupci firmy s mou žádostí souhlasili.

Provedu tedy měření vibrací na zkoušené převodovce a následně vyhledám konkrétní komponenty pro online systém měření vibrací. Pokusím se najít střední cestu mezi cenou a kvalitou. Jelikož je Tatra firma s dlouholetou historií, zabrousím nejdříve do historie této firmy, poté i do její současnosti. Protože je mým úkolem navrhnout aplikaci na stroj pro zkoušení převodovek, zkusím sepsat přehled této problematiky. Z měření vibrací získáváme graf frekvenčního spektra, popíšu tedy přehled základních informací, které z něj můžeme získat.

Věřím, že po dokončení celé bakalářské práce si osvojím práci v programu pro vyhodnocení měření a již zmíněný získávání informací z frekvenčního spektra, ale také přehled v problematice online systému.

# 1 Tatra

Informace k této kapitole jsem čerpal se zdroje 8.

## 1.1 Historie Tatry

Jelikož je má bakalářská práce zaměřena na problém ve společnosti TATRA TRUCKS, chci nejdříve poukázat na zajímavosti a informace o této společnosti, následně se zaměřím na oddíl zkušebny převodovek, čím se zabývají a co je náplní jejich práce.

Zabrousíme-li do historie, nalezneme zmínky o založení této kopřivnické automobilky v roce 1850. To řadí Tatra k těm nejstarším automobilkám na světě, tedy k těm s největší tradicí. Ignác Šustala založil právě v roce 1850 firmu pro výrobu povozů a drožek, tehdy ještě pod názvem Ignatz Schustala & Comp. Název firma měnila několikrát. První automobil, který obsahoval v názvu slovo Tatra, byl z roku 1914. Jednalo se o nákladní vůz NW-TL4. Ještě se však vrátím do 19. století. V té době se firma začala zabývat i výrobou železničních vagónů, ale ještě v tomto století stihl vyjet z automobilky první osobní vůz s motorem. Byl jím všem známý osobní automobil Prásident; ten můžeme vidět na obrázku 1. Neobsahoval ještě motor vyrobený v Kopřivnici, ale byl jím dovážený spalovací dvouválcový motor. Rok po stvoření prvního osobního vozu se předchůdci Tatrovky začali pyšnit i prvním rozměrově větším automobilem, byl jím tahač Jaguar, se kterým se dostavily první světové úspěchy.



*Obr. 1 automobil prásident [20]*

Dalším mužem, který se výrazně zaznamenal do historie Tatrovky, je Hans Ledwinka. Tento konstruktér položil základ celkové koncepce automobilů Tatry. Z tohoto konceptu se vychází dodnes. Z 20. let minulého století pochází například systém podvozků. Podvozek je

tvořen centrální nosnou rourou s nezávisle uloženými výkyvnými poloosami a se vzduchem chlazeným motorem a převodovkou v přední části auta.

Od roku 1946 začínáme hovořit o firmě TATRA národní podnik. Od roku 1947 přišel do výroby nákladní automobil Tatra 1911. Ten vydržel ve výrobě 16 let a zasloužil si jako jediný vůz v historii vlastní pomník. O rok později poprvé vyjíždí z Kopřivnice legendární Tatraplan T 600 (obrázek 2.).



*Obr.2 Tatraplan T 600 [21]*

Do roku 1959 Tatra exportovala už do 50 zemí. Přestala také kompletně s výrobou vlakových vagonů a zaměřila se pouze na výrobu automobilů, možná i díky tomuto kroku se mohla Tatra právě v roce 1959 pyšnit dalším legendárním vozem T 815 8x8 kolos. Tato tatrovka měla vůbec poprvé čtyři nápravy, dvanácti válcový vznětový vzduchem přímo chlazený motor s nálepkou „made in Tatra“ do poslední součásti. Převodovka mohla řadit ve dvaceti stupních pro jízdu vpřed a čtyři vzad.

V této chvíli se Tatra mohla nazývat vysoce konkurence schopnou automobilkou. Jak se motor automobilu T 815 postupně vyvíjel, dostal se, bez velkých konstrukčních změn, z počátečního výkonu 177 KW a točivého momentu 850 Nm na výkon 325 KW a moment 2100 Nm. Tento typ nákladního automobilu můžeme potkat na silnicích v mnoha variacích od běžných civilních verzí, ke specializovaným formám hasičských či vojenských vozidel.

Konstruktéři si na tomto vozidle vyhráli a navrhli např. varianty náhonů 6x6 nebo 4x4. Poslední variantou tohoto nákladního automobilu je T 815-7.

## 1.2 Současný sortiment Tatry

Od roku 2011 spolupracuje Tatrovka se společností DAF. DAF dodává do Kopřivnice kabiny a motory.

Zajímavostí současných modelů jsou říditelné přední i zadní nápravy. Tento prvek velice přispívá k dobré manipulaci auta. Stěžejním výrobkem dnešní Tatry je model TATRA PHOENIX (obrázek 3.). Tento model je v sériové výrobě a získal ocenění jako druhý nejvíce plně hodnotný vůz v segmentu silničních tahačů dálkové kamionové dopravy v soutěži International Truck of The Year 2012. V ročníku 2016 se objevil i v soutěži Dakar. Některé české týmy ho používaly jako doprovodný vůz, ale objevil se také mezi závodními vozy (speciál 4x4) v holandském týmu. Z Tatrovky už dokonce vyjely takové modifikace phoenixu, jako jsou Tatra agrotahač a tatraktor pro zemědělské a lesnické práce.



*Obr. 3 Tatra phoenix [22]*

S Tatrou je také samozřejmě spojena výroba vojenským vozidel. Jednou z největších vojenských novinek, které opustily Tatra za poslední dobu, je obrněný vůz Tatra Titus. Na tomto voze Tatra spolupracuje s firmou Nextr systems. Slouží primárně pro přepravu osob. Má výkon 500 KW, vyrábí se v provedení 6x6 a má říditelnou přední i zadní nápravou, což mu dává neuvěřitelnou mobilitu.

Nemohu se nezmínit o speciálu T-815-7. Žádná česká automobilka snad ještě nesestavila větší auto. Toto obrovské auto má na délku 18 metrů, osm náprav, z toho přední tři a zadní tři jsou řiditelné. Motor má objem 32 l a výkon 839 kW a vyvine krouticí moment 5143 Nm. Auto bude fungovat jako nosič pro vrtnou soupravu. Aby se tohle všechno uchladi, je potřeba dvou chladících bloků s ventilátory, jež jsou umístěny za kabinou.

## **2 Zkoušky ozubených převodů**

Pro tuto kapitolu čerpám se zdrojů 4, 5, 6, 7.

Po návrhu a následném sestavení nové převodovky je třeba ji před zavedením do provozu, popřípadě před začátkem její sériové výroby, otestovat pro odhalení případných chyb v návrhu a zamezit tak značným finančním ztrátám při náhradě škod pro vadu stroje. O zkoušení převodů chci psát i proto, že téma mé bakalářské práce se vztahuje právě k stavu zkoušení převodů.

Převodovku lze testovat hned pro několik parametrů, vše závisí samozřejmě na rozvaze konstruktérů, kteří převodovku navrhují. To je však ovlivněno krom finančních schopností firmy také vybavením jejich zkušebny. Je jisté, že rozhodnutí o zkouškách ovlivňuje také časový tlak. I když se to někomu nemusí líbit, nátlak z vyšších míst na to, kdy má převodovka vejít do prodeje, potažmo do sériové výroby, je přítomný snad ve všech společnostech.

Není asi složité pochopit, jaké požadavky se kladou na všechny zkoušky. Aby se zkouška dala brát vážně, a tudíž z ní vyvozovat závěry, musí co nejvěrohodněji simulovat reálný provoz součásti s ohledem na zkoušenou součást. O dalším požadavku jsem se již okrajově zmínil. Tím jsou požadavky na délku trvání zkoušky. Jak říká jedno přísloví „Čas jsou peníze,“ je třeba zkoušky urychlit, jak jen to je možné.

### **2.1 Rozdělení zkoušek**

#### **2.1.1 Provozní zkoušky**

Mezi provozní zkoušky počítáme zkoušky na polygonech. Polygony jsou umělé vytvořené dráhy, po kterých vozidla jezdí a testují své schopnosti a vlastnosti, ať už jde o jízdu v hluboké vodě nebo vyjíždění, popřípadě sjíždění velmi prudkých svahů. Například v kopřivnické Tatře se jeden takový polygon nachází a musím přiznat, že jízda na něm je vážně skvělý zážitek.



Další možnost, jak provést zkoušku, je přímo v provozu. Říká se jí **zkouška provozní** a probíhá po domluvě s uživatelem.

### 2.1.2 Laboratorní zkoušky

Laboratorní zkoušky můžeme rozdělit na zkoušky funkční a životnostní. Nejprve se rozepíšu o zkouškách funkčních.

Kvalitní mazání je pro převodovky klíčový faktor pro provoz, výrazně ovlivňuje účinnost převodovky. Konstrukteři hledají tu nejefektivnější kombinaci konstrukčního řešení mazání tak, aby se dostatečná olejová vrstva dostala jak mezi ozubený kola, tak k ložiskům. Proto existují tzv. **zkoušky mazání**. Je třeba tedy testovat, zdali zvolený způsob je vyhovující. Sledujeme zahřívání oleje a jeho chování při nižších i vyšších teplotách. V případě mazní pomocí čerpadla je důležitá i rychlost nasání oleje.

Provádíme také **zkoušky hluku a vibrací**. Velikost vibrací a akustických emisí je z velké části ovlivněna přesností výroby. Pomocí těchto metod jsme schopni zjistit nejen míru těchto hodnot, ale hlavně jejich příčinu. Úpravy pro odstranění těchto závad mohou být následující: konstrukčními úpravami skříně (žebrování, změna rozměrů, apod.), změna rozměrů popřípadě materiálu nebo druhu komponentů převodovky (velikost, tvar, vůle, povrchové úpravy, kvalita povrchu,...). Vibrace a hluk způsobují také závady v rotujících částech. Pomocí těchto zkoušek je možné je odhalit.

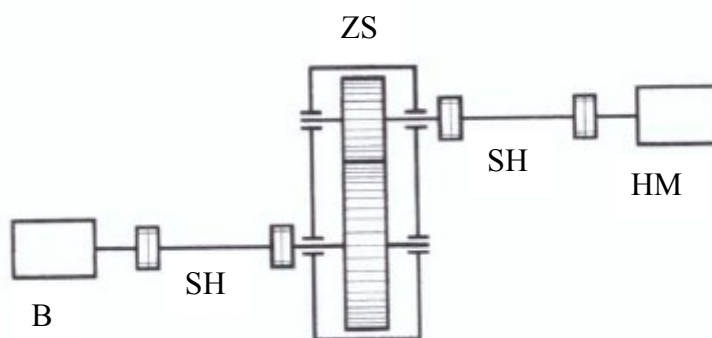
**Deformační testy** slouží k zjištění, jak se zachová ozubené kolo při daném zatížení. Sledujeme změnu tvaru. Zkouška většinou probíhá, než dojde k lomu, nebo nastane trvalá plastická deformace.

Existuje ještě několik typů funkčních zkoušek, ovšem tyto jsou ty nejpodstatnější, ostatními se nebudu zabývat.

Vedle funkčních zkoušek jsou také zkoušky životnostní. Důvod, proč se vůbec provádějí tyto zkoušky, je asi jasný. Otestovat, jak dlouho je daná převodovka schopná udržet se v provozu. Testujeme nejen daná ozubené kola, potažmo převodové soukolí, ale je potřeba znát životnost dílčích součástí převodovek jako jsou ložiska, hřídele, skříň, mazací systém popřípadě převodové kameny či vidlice. To však záleží na požadavcích dané zkoušky.

Zkoušky provádíme na zkušebních stanicích. Je jich několik typů, který typ máme zvolit, se rozhodujeme na základě požadovaného zatížení.

U **zkoušek s otevřeným silovým okruhem** (schéma na obrázku 4.) je zkoušený agregát napojen na pohonnou jednotku, ta se zpravidla volí formou elektromotoru. Spojení mezi elektromotorem a zkoušenou převodovkou může být různého typu, například kardanovým hřídelem, nebo řemenovým převodem. Jak jsem se zmínil už výše, je potřeba, aby zkouška byla co nejvěrohodnější s reálným provozem, proto se často přidává uměle simulované zatížení. Takové zatížení se simuluje pomocí brzdy, ta bývá nejčastěji hydraulická. I zde se můžeme setkat s nevýhodami. U této zkoušky se velice náročně simulovat rázové zatížení a velkou energetickou náročnost. Máme-li totiž převodku s velkými vstupními momenty, vyžadují se velké výkony jak pro motor, tak pro brzdou.



Obr. 4 Schéma zkoušky s otevřeným silovým okruhem [4]

HM- hnací motor

ZS- zkoušená převodová skříň

SH- spojovací hřídel

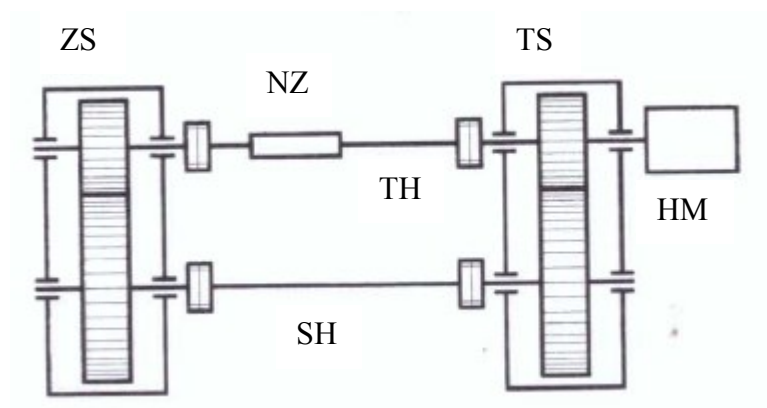
B- brzda

**Systém zkoušek s uzavřeným silovým okruhem** je o něco složitější. V okruhu máme celkem čtyři převodovky. První dvě jsou totožné. Jedna má název technologická, zatímco druhá

je zkoušená. Další dvě se nazývají uzavírací pomocné převodovky. Dále máme v okruhu napínací zařízení a hnací motor. Schéma stroje pro uzavřený silový okruh je na obrázku 5.

Napínací zařízení je vícero typů. Pro jednohladinové zkoušky máme napínací přírubu. Nevýhodou je, že v průběhu zkoušky nelze měnit velikost napětí. Tento způsob předpětí je nazýván fixní. Naopak u předpětí flexibilního napětí lze měnit složitějšími napínacími zařízeními, jako jsou:

- Šnekovým převodem přes planetový převod
- Pomocí lana přes planetový převod



Obr. 5 Schéma zkoušky s uzavřeným silovým okruhem [4]

M- hnací motor

ZS- zkoušená převodová skříň

TS- technologická převodová skříň

SH- spojovací hřídel

B- brzda

NZ- napínací skříň

TH- torzní hřídel.

### 3 Zdroje vibrací

Pro tuto kapitolu čerpám se zdrojů 1, 2, 3.

Podstata, se kterou pracuje vibrodiagnostika, je postavena faktu, že každá rotující součást budí jisté vibrace, které se projeví ve frekvenčním spektru amplitudou. Každá závada, která může nastat na tomto rotoru, má svou amplitudu na své specifické frekvenci. Čím je větší rozsah poškození, tím je amplituda větší.

*„Identifikace se opírá o předpoklad, že dynamické síly v periodicky pracujícím stroji vybudí ve snímači sinusový průběh zrychlení (rychlosti nebo výchylky) vibrací“.[1]*

#### 3.1 Časté zdroje vibrací

##### 3.1.1 Nevyváženost rotorů

Abychom se mohli zabývat touto problematikou, potřebujeme nejprve umět rozeznat dva typy os, které můžeme nalézt v rotoru.

Osa rotace (OR)- Kolem této osy se nuceně otáčí dané těleso. Jinak řečeno, body na této ose mají nulovou obvodovou rychlost.

Centrální osa setrvačnosti (COS)- osa prochází těžištěm tělesa. Moment setrvačnosti je zde nulový a hmotností moment nabývá extrému. Pro představu: uvolníme-li těleso, kolem této osy se bude těleso otáčet.

Příčiny nevyváženosti jsou:

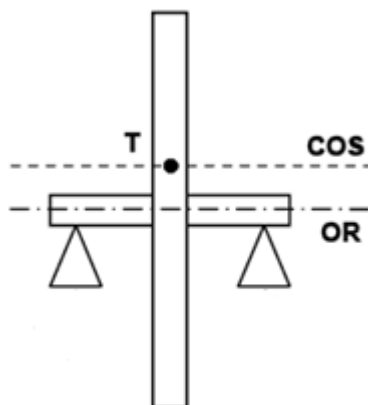
- Nečistoty na rotoru
- Deformace nebo opotřebení rotoru
- Nehomogenita materiálu
- Nesymetrie tvaru rotující součásti

Máme tři základní typy nevyváženosti

a) Staticky nevyvážené rotory

Nastává pouze u případů, kde průměr rotoru výrazně převládá nad tloušťkou rotoru. Mluvíme například o brusných, nebo řezných kotoučích. Obě výše zmíněné osy rotace jsou rovnoběžné. Poloha os je zobrazena na obrázku 6.

Nevyváženost odhalujeme ve frekvenčním spektru na obou ložiscích konkrétně vždy v radiálním směru, a to na rotorové frekvenci, kde vzájemná fáze obou amplitud je rovna nule. Objevuje-li se špička i na harmonických frekvencích dané rotorové frekvenci ( $k$ -tý násobek rotorové frekvence), jedná se buď o vysokou nevyváženost, nebo o vůli v ložiscích. Statickou nevyváženost odstraňujeme v jedné rovině.



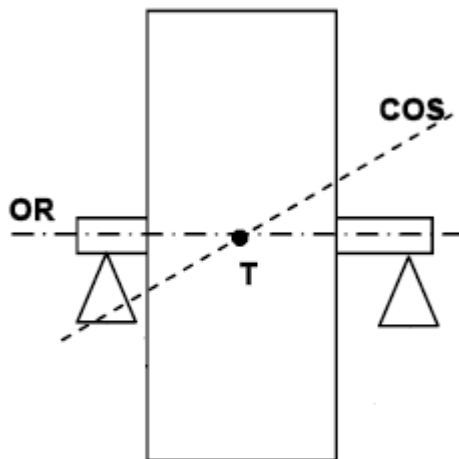
Obr. 6 Osy staticky nevyvážených rotorů [1]

b) Momentová nevyváženost rotoru

Tento druh nevyváženosti často nacházíme na klikových hřídelích. Osy rotace jsou zde různoběžné. Ukázka na obrázku 7.

Vzniká zde momentová nevyváženost a pro odstranění této závady je potřeba opačného momentu pomocí dvou stejně velkých korekčních sil, ty musí být umístěny ve dvou vyvažovacích rovinách a musí mít opačný směr. Nejprve však provádíme statické vyvažování a následně až vyvažování ve dvou rovinách.

Ve frekvenčním spektru je ovšem oproti statické nevyváženosti rozdíl. I zde máme amplitudy na obou ložiscích v radiálním směru, ovšem jsou posunuty o  $180^\circ$ . Případné harmonické frekvence už nám popisují stejný problém jako u předchozího typu nevyváženosti.



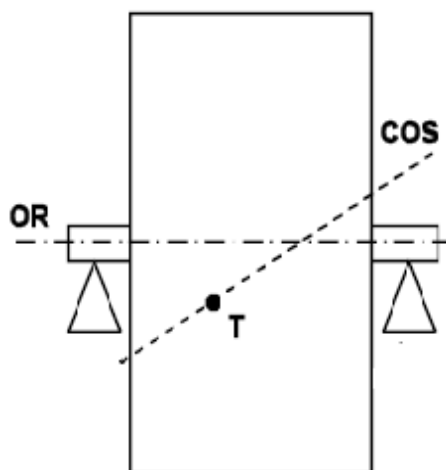
Obr. 7 Osy momentově nevyvážených rotorů [1]

#### c) Dynamická nevyváženost rotoru

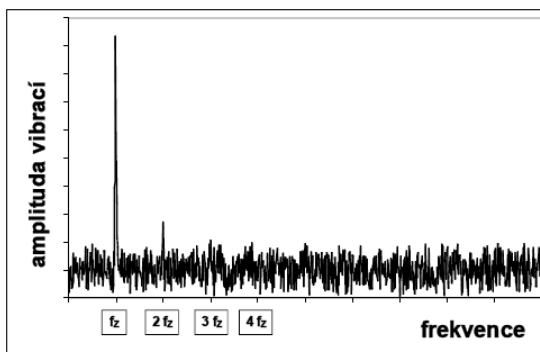
V praxi se s tímto typem můžeme setkat nejčastěji. U této nevyváženosti jsou osy mimoběžné a při vyvažování je třeba pracovat nejméně ve dvou rovinách.

Při rozboru frekvenčního spektra odhalíme tento typ nevyváženosti, podobně jako u předchozích typů, rozdíl bude opět ve fázovém posunutí amplitud. Ten bývá obecný.

Při vyvažování na rotor přidáváme materiál, nebo naopak se snažíme část materiálu odvrtat. Tyto operace provádíme vždy v rovinách. Zatímco odvrtávání provádíme na straně nevyváženosti, tak materiál přidáváme  $180^\circ$  od tohoto místa. Pro příklad přidávám obrázek ukazující polohy os, obrázek 8. a ukázkou frekvenčního spektra poukazující na nevyváženost. Obrázek 9.



Obr. 8 Osy dynamicky nevyváženého rotoru [1]



Obr. 9 Příklad frekvenčního spektra nevyváženého rotoru [1]

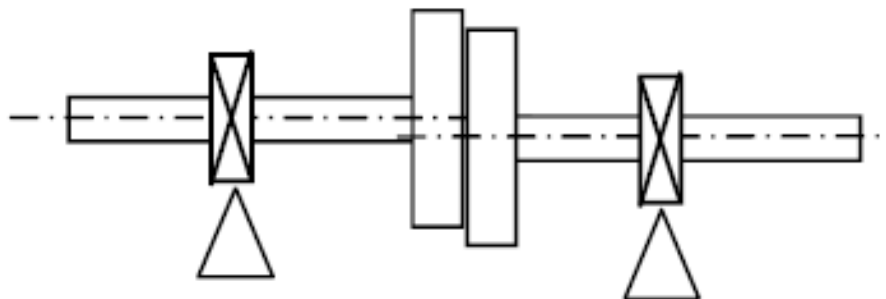
### 3.1.2 Nesouosost rotorů

V praxi se často setkáváme s nutností axiálního spojení dvou rotorů, to se provádí pomocí spojek. Při spojování těchto dvou částí (např. motor a převodovka) je velmi důležité dbát na to, aby osy obou částí byly totožné (v přípustné mezí). Splnění této podmínky bývá náročné, jelikož tyto části bývají konstrukčně rozdílné. Rozeznáváme dva druhy nesouososti.

#### a) Paralelní nesouosost

Osy rotace jsou rovnoběžné, jejich polohu pro tento případ můžeme vidět na obrázku 10. Projevuje se v radiálním směru s amplitudami posunutých o  $180^\circ$ . Amplitudy se nachází na

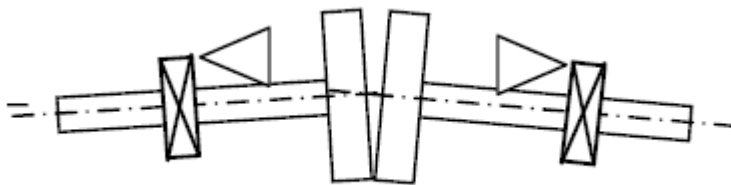
dvojnásobné harmonické frekvenci. To nám napovídá, že hřídel projde dvěma extrémy napětí během jedné otáčky. Ve spektru se projeví tvary rotorů, popřípadě počty šrouby na spojce. Projeví se konkrétně amplitudami i na jiných harmonických frekvencích (nejčastěji 3. a 4.).



Obr. 10 Paralelní nesouosost [1]

#### b) Úhlová nesouosost

Osy rotace, jež jsou ukázány obrázkem 11, jsou různoběžné. Tento typ závady se projeví hlavně ve směru axiálním, v tomto směru jsou amplitudy posunuty o  $180^\circ$ . Ostatní vlastnosti zjistitelné z frekvenčního spektra jsou stejné jako u paralelní nesouososti.

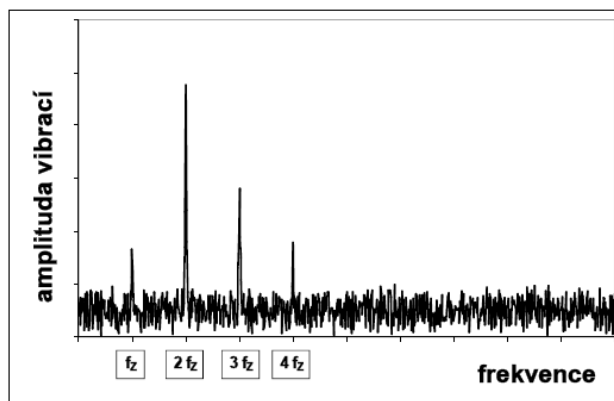


Obr. 11 úhlová nesouosost [1]

Pro ustavování využíváme laserové nebo mechanické přístroje. Těmi zjistíme velikost nesouososti a v jakém směru jsou osy od sebe posunuty. Následně pomocí podložek (popřípadě manipulací ustavovacích šroubů) snažíme dostat rotory do správné pozice.

Délka životnosti může být touto závadou velice ovlivněna, jelikož nesouosost způsobuje poměrně velké radiální i axiální síly a s těmito silami se v konstrukci nepočítá. Proto je zapotřebí tuto závadu co nejdříve odhalit a opravit. Na závěr ještě přidávám obrázek, jak se může projevovat nesouosost ve frekvenčním spektru (obrázek 12).



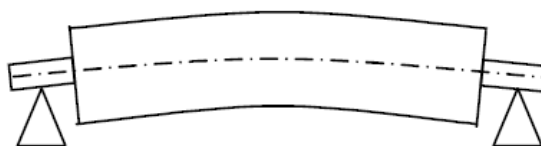


Obr. 12 nesouosost ve frekvenčním spektru [1]

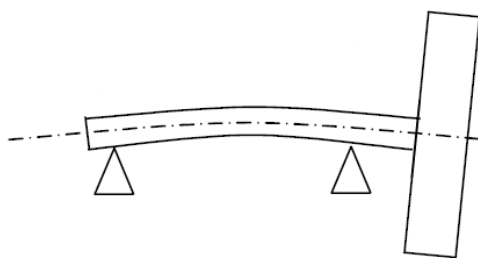
### 3.1.3 Ohnutý hřídel

V tomto případě náš rotor má plastickou deformaci, z geometrické osy přestává být přímka, stává se s ní křivka a není totožná s osou rotace. Dělí se na:

- Ohnutý hřídel na dvou podporách (obrázek 13.)
- Ohnutý převislý hřídel (obrázek 14.)



Obr. 13 Ohnutý hřídel na dvou podporách [1]



Obr. 14 Ohnutý převislý hřídel [1]

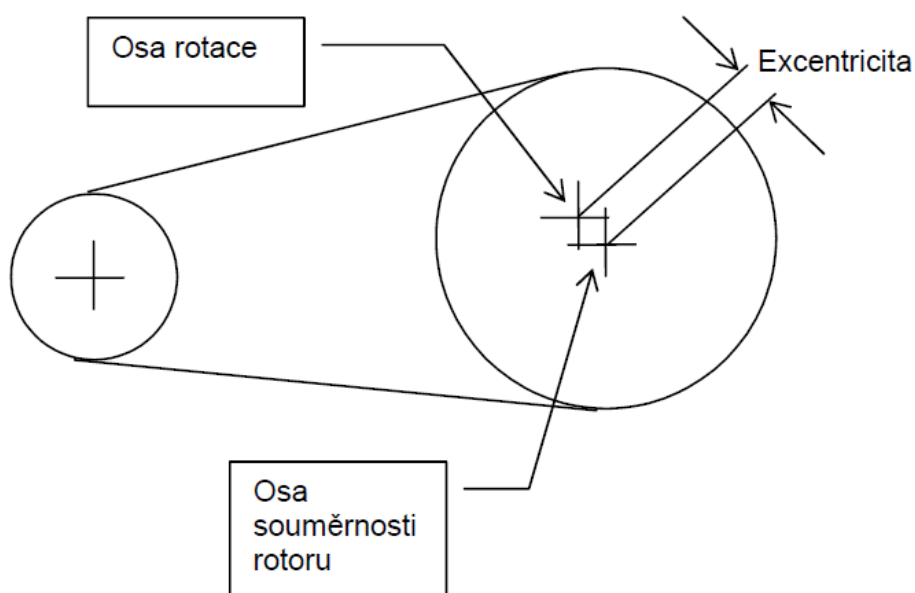
Velmi důležitým faktem je skutečnost, že ohnutý hřídel ve frekvenčním spektru se projevuje velmi podobně jako nevyváženost, rozdíl máme v axiálním směru, kde se

nevyváženost neprojevuje a ohnutý hřídel ano. Přesto může dojít k chybné identifikaci chyby a snahy o vyvažování mají nulový účinek, obzvlášť v axiálním směru.

Radiální směr je tedy podobný jako u nevyváženosti. Výrazná amplituda na rotorové frekvenci s fázovým posunutím na ložiscích (podporách) o  $0^\circ$ . Axiální směr se zde projevuje opět amplitudou na rotorové frekvenci, má však fázové posunutí o  $180^\circ$ . Amplituda na dvojnásobné harmonické frekvenci nám napovídá o naší chybě, že se jedná o pokročilé stadium ohnutí hřídele. Může nastat situace, kdy nám ohnutí hřídele způsobuje vůle v uložení. Tahle možnost se projevuje na vyšších harmonických frekvencích.

### 3.1.4 Excentrický rotor

Každý rotor má svůj střed rotace a geometrický střed. V ideálním případě jsou oba ty středy shodné. V případě opačném se o rotoru mluví jako o excentrickém. Jelikož se tato závada ve frekvenčním spektru projeví na rotorové frekvenci, bývá často zaměňovaná za nevyváženost. Přesto, že se vyvažováním sníží vibrace ve směru kolmém na spojnici obou os, naopak ve směru této spojnice mohou vibrace i narůstat. Jak mohou vypadat polohy os, je ukázáno na obrázku 15.

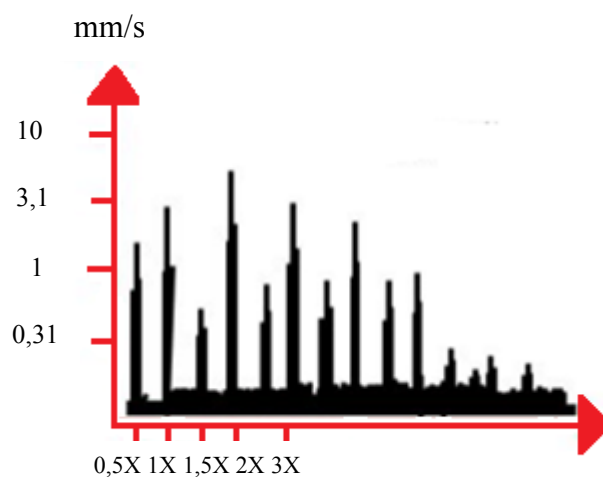


Obr. 15 Ukázka excentrického rotoru [1]

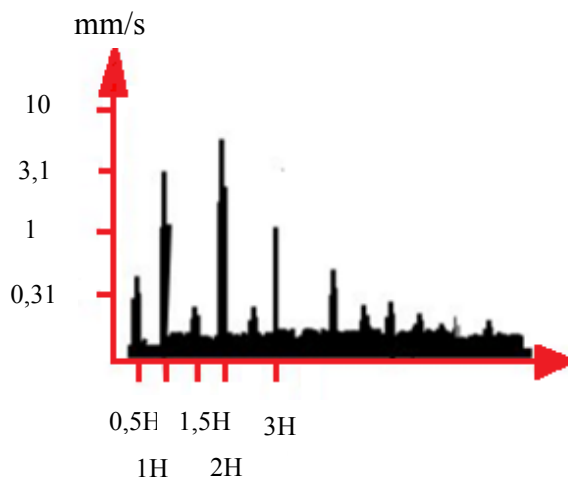
### 3.1.5 Mechanické uvolnění

Mechanickému uvolnění předchází velké dynamické zatížení, které způsobí uvolnění spojů konstrukce. Mechanické uvolnění může také nastat s časovým odstupem, kdy si konstrukce „sedne“.

Mohou nám nastat dva druhy uvolnění. Jednak uvolnění základové konstrukce (obrázek 17). Tohle uvolnění nám způsobí jednak druhou harmonickou složku, ale i mnoho subharmonických složek. V případě mechanického uvolnění rotujícího prvku nám frekvenční spektrum ukáže subharmonické složky, které budou mít nepravidelnou fázi (obrázek 16).



Obr. 16 frekvenční spektrum uvolnění mechanického rotujícího prvku [23]



Obr. 17 frekvenční spektrum uvolnění základové konstrukce [23]

### 3.1.6 Zubové frekvence

Každý zub ozubeného kola vstupující do záběru budí vibrace, k vibracím přispívají také odchylky, se kterými jsou vyrobeny zuby, nebo nesoustřednost kružnic, které popisují ozubení. Toto kmitání se zvětšuje s jakoukoliv konstrukční nedokonalostí. Zvyšují-li se nám vibrace, zvyšuje se také rychlost tvoření opotřebení boků zubů. Může vzniknout například pitting, nebo termické zadíraní.

Záznam o ozubeném soukolí ve frekvenčním spektru hledáme z pravidla na tzv. zubové frekvenci. Její hodnota je závislá na základní otáčkové frekvenci a počtu zubů. K zjištění této hodnoty slouží následující vzorec.

$$f_z = f_o \cdot z \quad (1)$$

$f_o$  ..... Otáčková frekvence [Hz]

$z$  ..... Počet zubů [-]

$f_z$  ..... Zubová frekvence [Hz]

Je-li sledované soukolí součástí převodovky s více ozubenými koly a v době záběru jednoho kola jsou ostatní nuceně otáčení, můžeme mít problém při rozeznávání příznaků ve frekvenčním spektru.

Ve frekvenčním spektru nalezneme amplitudy na obou ložiscích na zubové frekvenci v radiálním směru, ve směru axiálním pokud se jedná o axiální soukolí. Nacházíme-li tyto amplitudy zvýšené i na dvojnásobné harmonické zubové frekvenci pro zubovou frekvenci, víme, že naše zuby našeho ozubení jsou již opotřebené. Tuto skutečnost nám potvrzují a zvýrazňují.

## 4 Zkušební stav převodových agregátů

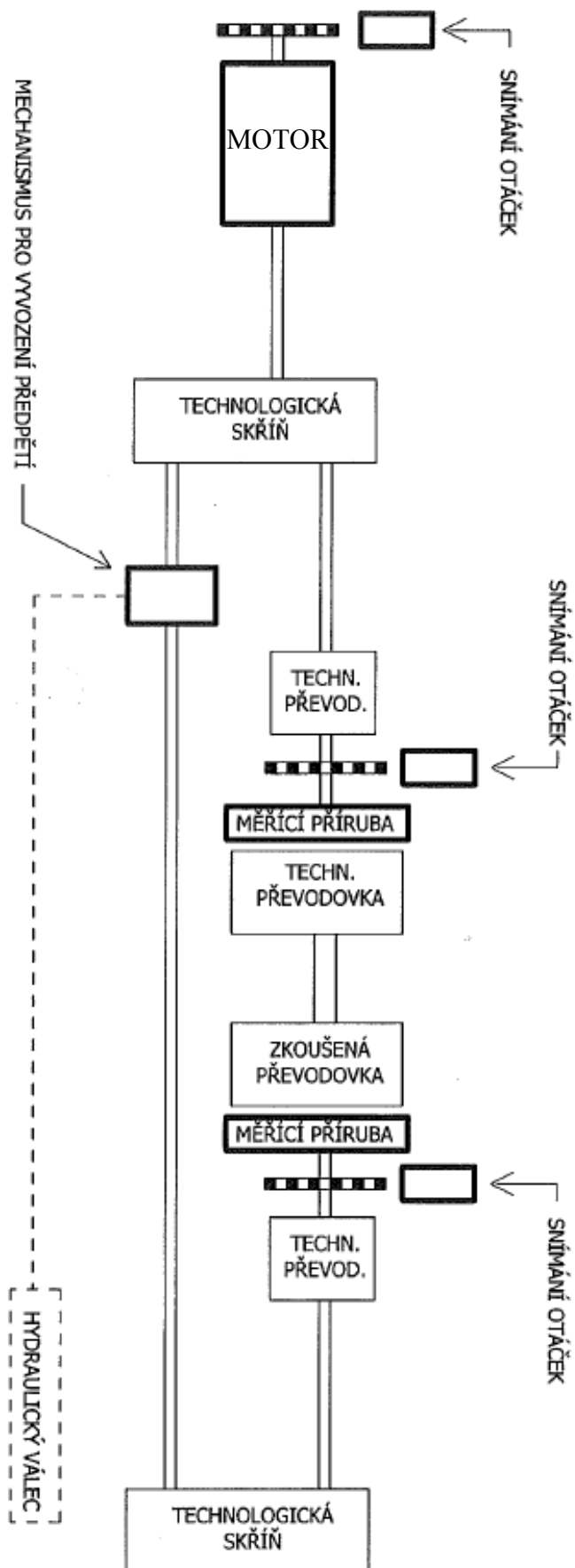
V Tatře je oddělení zkoušení převodů vybaveno několika zkušebními boxy. V jednom boxu je stroj pro zkoušky s uzavřeným silovým okruhem, dále tam můžeme najít i boxy, které jsou pro zkoušky s otevřeným silovým okruhem. Boxy jsou flexibilní, například v jednom z boxů se prováděla zkouška přední nápravy nákladního automobilu, kde se zkoušela doba nasání oleje do odvzdušňovací hadičky. V jednom z boxů se ještě donedávna prováděla zkouška převodových kamenů v převodovce. Převodovka zde automaticky řadí mezi dvěma rychlostmi.

Má bakalářská práce se vztahuje k boxu s uzavřeným silovým okruhem. Stroj je zde nově zaveden a zkoušky se na něm prakticky ještě nerozjely. Vedoucí tohoto oddělení mi nabídl, abych v rámci modernizace boxu navrhl online systém měření vibrací pro včasné odhalení případných možných poruch a tak zabránit zbytečným finančním ztrátám kvůli poškození.

V době provádění měření byly v přístroji zapojeny dvě přídavné převodovky za účelem „osahání“ stroje pracovníky zkušebny. Bylo třeba odzkoušet, jaké podmínky si mohou dovolit na stroji nastavit a samozřejmě naučit se pracovat v řídicím programu.

Brždění je tomto stavu s uzavřeným okruhem vyvinuto ocelovým lanem. Toto lano je napínáno hydraulickým zařízením a přes planetový napínák je vyvíjen krouticí moment na hřídel, jenž je součástí okruhu.

Maximální krouticí moment, který dokáže hydraulické zařízení s lanem vyvinout, je až 30 000 Nm. Otáčky prochází přes technologickou skříň do zkoušené převodovky, která se kromě přenosu otáček musí poprat s krouticím momentem vyvolaný lanem. Schéma stroje je na obrázku 18.



Obr. 18 schéma zkušebního stavu [24]

Stroj je poháněn elektromotorem KB102-4. Ten má výkon 147 kW. S tímto výkonem dokáže roztočit hřídel na maximální otáčky  $2450 \text{ min}^{-1}$  a vyvinout krouticí moment až 350 Nm. Zkušební stav má tenzometrické snímače momentu, dále tři snímače otáček a 10 měřících kanálků pro měření teploty a tlaku maziva. Stav se ovládá z počítače pomocí programu CMS. Tento program sice primárně slouží pro zkoušení spalovacích motorů, ale lze aplikovat i pro tyto účely.

## 5 Měřená převodovka

Daná přídatná převodovka je dvoustupňová. V praxi je zapojena za hlavní převodovkou a umožňuje řidiči každou z rychlostí zařadit v pomalejší a rychlejší verzi. Z pravidla se používá pomalá řada pro jízdu v náročném terénu, naopak pro jízdu po silnici se používá rychlejší řada. Řazení přídatného převodu se provádí u stojícího vozidla. Na vstupní i předlokové hřídeli jsou dvě ozubená kola, tedy dvojce ozubené soukolí a pomocí pneumatického zařízení se mezi nimi přepíná. Zatímco je v záběru jeden pár převodových kol, druhý pár se volně otáčí a nepřenáší krouticí moment. Obě soukolí v tomto přídatku mají převodový poměr dopomala, rozdíl je pouze v převodových poměrech. Ty jsou 1,476 a 3,403. Ve slangu se přezdívá rychlejšímu převodovému poměru zajíc a pomalejšímu želva. Při měření byla v záběru pomalejší z těchto možností, tedy převodový poměr 3,403.

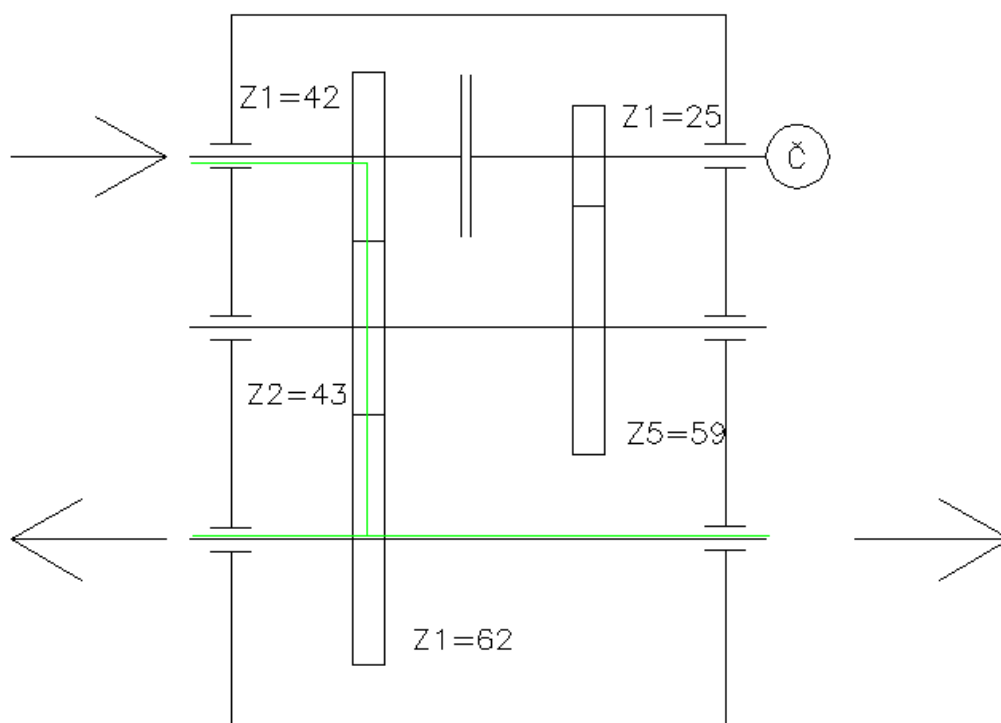
K těmto dvou převodovkám bývá připojena ještě jedna dvoustupňová převodovka. Je v horní části převodovky, říká se jí „kaplička“ a podobně jako přídatná převodovka dává další možnosti kombinace řazení rychlejší a pomalejší verze.

Mazání převodovky je zajištěno kombinací systému oběhového mazání a rozstříkem. Ve spodní části převodovky je dané množství maziva v tzv. korytě. Spodní kolo se v něm brodí a otáčkami je mazivo rozstříkováno po převodovce do dalších mazacích míst. Dále je na konci vstupní (horní) hřídele umístěno zubové čerpadlo, které nasává mazivo ze spodní části skříně převodovky a maže pomocí vývrtů ve vstupní hřídeli k ložiskům na této hřídeli. Také vhání mazivo do mazací trubky v horní části skříně ze které se rozstříkem maže záběr horních a vložených ozubených kol. Dalšími trubkami se mažou ostatní ložiska v převodovce. Zmíněna ložiska jsou kuželíková. Mazivo je syntetické.

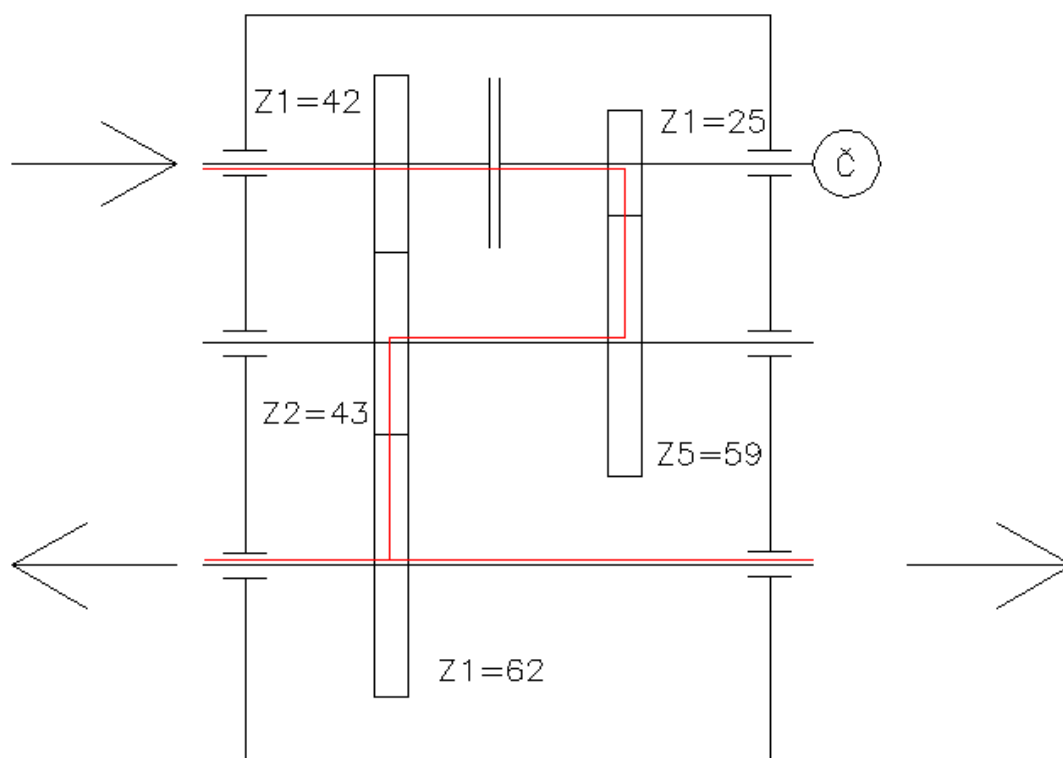
Na následujících obrázcích mám schéma převodovky. Ve schématech kromě počtu zubů v převodovce je také ukázáno, jakým způsobem, jsou zapojeny jednotlivé možnosti převodových poměrů. Obrázek 19 b s červenou čarou ukazuje pomalejší možnost (želva) a obrázek 19 b se zelenou čarou ukazuje rychlejší možnost (zajíc). Na



obrázcích je znázorněno i zmíněné čerpadlo. Konkrétně na horní hřídeli pomocí písmena „Č“ v kolečku.



Obr. 19 a schéma převodovky se zapojením zájíc



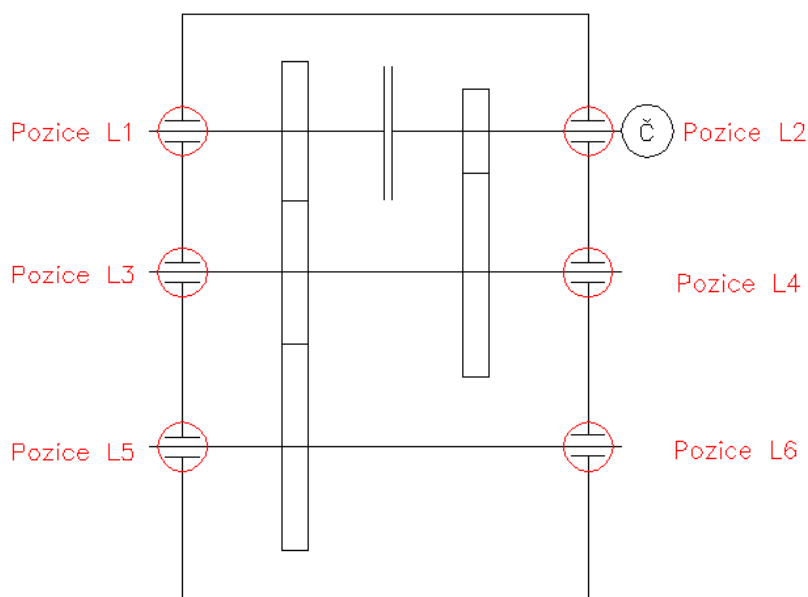
obr. 19 b schéma převodovky se zapojením želva

## 6 Průběh měření

### 6.1 Výběr místa

Na tomto přídatku bylo provedeno měření vibrací pro kontrolu stávajícího stavu převodovky. Tyto hodnoty jsou považovány za běžné. V průběhu zkoušky jsou zapojeny ve stroji dva stejné agregáty, jeden zkoušený a druhý přídatný. Měření bylo prováděno pouze na zkoušené převodovce, jelikož pouze na ni plánuji umístit konkrétní online měřiče vibrací. Vycházím z předpokladu, že právě na zkoušené převodovce je největší pravděpodobnost poruchy a zároveň by případná porucha právě zde mohla napáchat největší škody. Pro pozice pro přiložení snímačů vibrací byly vybrány takové pozice, aby snímače byly co nejblíže ložiskům. Měření bylo tedy prováděno na všech ložiscích (těch je celkem 6) dané převodovky, vždy ve třech směrech. Jednotlivé pozice jsou zakresleny v obrázku 20. Každé z jednotlivých měření probíhalo přibližně jednu minutu.

Jak jsem zmínil, každá pozice byla měřena ve třech směrech. Bylo použito třech snímačů. Pro následnou diagnostiku měl každý snímač svůj stále stejný kanál pro přehlednost. Vertikální směr je kanál 1. Horizontální směr je kanál 2 a axiální směr je kanál 3.



Obr. 20 Zobrazení pozic měření

## 6.2 Hraniční hodnoty

Ve frekvenčním spektru budu hledat celkové hodnoty vibrací a zároveň hodnoty na konkrétních frekvencích. Budu pracovat se dvěma veličinami pro vibrace a to se zrychlením [g] a rychlostí [mm/s].

Pro určení hraničních hodnot jsem použil normu ČSN ISO 10 816-3 a to jak pro toto úvodní měření, tak pro další průběžná měření po instalaci celého systému. Norma popisuje dva stavy provozních mezí. Jednak VÝSTRAHA, která je popsána jako stav, kdy je možný provoz, ale za účelem zjištění příčiny změny vibrací. Dále norma popisuje stav PŘERUŠENÍ PROVOZU. V takovém případě norma doporučuje okamžitě zajistit snížení vibrací, nebo stroj zastavit.

Pro stav VÝSTRAHA doporučuji nastavit velikost vibrací 3,6 mm/s. Pro stav PŘERUŠENÍ PROVOZU doporučuji nastavit velikost vibrací 7,2 mm/s. Norma říká, že tato čísla platí pouze pro radiální směr měření a pro axiální směr, pokud se jedná o axiální ložiska. Axiální ložiska však v převodovce nejsou.

## 6.3 Otáčková frekvence

Otáčkovou frekvenci lze vypočítat dle vzorce

$$f_o = \frac{n}{60} \quad (2)$$

$f_o$  ... otáčková frekvence [Hz]

$n$  ... otáčky na hřídeli [ot/min]

$$f_{o1} = \frac{n_1}{60} = \frac{1200}{60} = 20 \text{ Hz} \quad (3)$$

$f_{o1}$  ... otáčková frekvence na první hřídeli [Hz]

$n_1$  ... otáčky na vstupní hřídeli [ot/min]

Abych mohl vypočítat otáčkovou frekvenci druhé hřídele, potřebuji vypočítat její otáčky. K tomu použiji převodový poměr mezi koly na první a druhé hřídeli.

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{42} = 1,02 \quad (4)$$

$a_{1,2}$  ... převodový poměr mezi první a druhou hřídelí [–]

$z_2$  ... počet zubů uzebeného kola druhé hřídele [–]

$z_1$  ... počet zubů uzebeného kola první hřídele [–]

$$n_2 = n_1 \cdot i_{1,2} = 1200 \cdot 1,02 = 1176,47 \text{ ot/min} \quad (5)$$

$n_2$  ... otáčky na druhé hřídeli [ot/min]

$$f_{o2} = \frac{1176,47}{60} = 19,61 \text{ Hz} \quad (6)$$

$f_{o2}$  ... otáčková frekvence na druhé hřídeli [Hz]

Obdobným způsobem nyní spočítám otáčky na třetí hřídeli a následně  $f_o$  této hřídele.

$$i_{2,3} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{62}{43} = 1,44 \quad (7)$$

$z_3$  ... počet zubů uzubeného kola třetí hřídele [–]

$a_{2,3}$  ... převodový poměr mezi druhou a třetí hřídelí [–]

$f_{o1}$  ... otáčková frekvence na druhé hřídeli [Hz]

$$n_3 = n_2 \cdot i_{2,3} = 1176,47 \cdot 1,44 = 816,99 \text{ ot/min} \quad (8)$$

$$f_{o3} = \frac{816,99}{60} = 13,62 \text{ Hz} \quad (9)$$

Pro rozbor frekvenčního spektra budeme potřebovat i zubovou frekvenci. Tu vypočítám dle vzorce 1.

$$f_{oz1,2} = f_{oz2,3} = f_{o1} \cdot z_1 = 20 \cdot 42 = 840 \text{ Hz} \quad (10)$$

## 6.4 Očekávané výsledky

Ve frekvenčních spektrech, která jsem dostal z měření, se chci zaměřit hned na několik věcí. Na hodnoty na otáčkové frekvenci spolu a jejími harmonickými frekvencemi. Dále na zubovou frekvenci ozubených soukolí ale také se pokusím najít zubovou frekvenci zubového čerpadla ( $f_{ozč}$ ), které se nachází na vstupní hřídeli blízko 2. pozice. Do vzorce jsem dosadil počet zubu vnitřního kola.

$$f_{ozč} = f_{o1} \cdot z_č = 20 \cdot 21 = 420 \text{ Hz} \quad (11)$$

Jak jsem zmínil výše, pracují ozubená soukolí s menším převodovým poměrem a druhá dvě kola se tedy volně otáčejí, bez přenosu točivého momentu. Jenže tyto kola jsou stále v záběru. Jelikož je zubová frekvence generovaná dotykem jednotlivých zubů, může se i tato zubová frekvence projevit. Jelikož pohyb tohoto soukolí je vyvíjen kolem  $z_5$ , použiji otáčky druhé hřídele. Počítám tedy:

$$f_{oz4,5} = f_{o2} \cdot z_5 = 19,61 \cdot 59 = 1156,99 \text{ Hz} \quad (12)$$

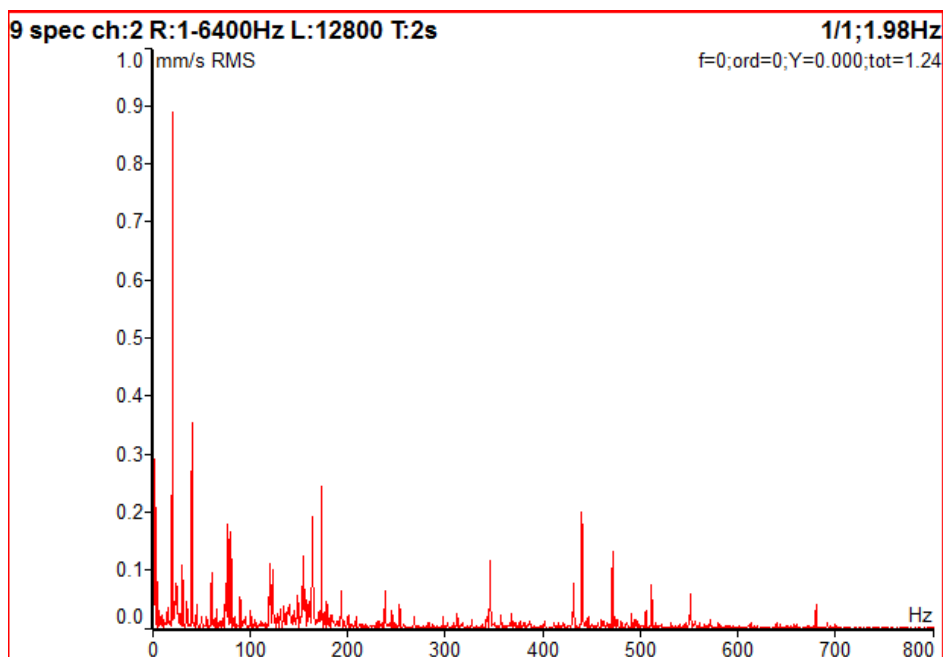
Tato převodovka je však nová a navíc jsou v ní použita kola se šikmými zuby, které se mohou prezentovat velmi klidným chodem. Proto jsem neočekával nikterak vysoké hodnoty vibrací na zubových frekvencích.

## 6.5 Pozice L1

Je patrná první  $f_0$  s harmonickým frekvencemi, amplituda však není vysoká. Zubové frekvence ani jednoho soukolí už znatelné nejsou, stejně tak ani zubová frekvence zubového čerpadla. I nejvyšší amplituda dosahuje nízkých hodnot, není tedy třeba se jimi zabývat. Na obrázku 21. je ukázáno, v jaké poloze byly snímače a obrázek 22. je frekvenční spektrum radiálního směru.



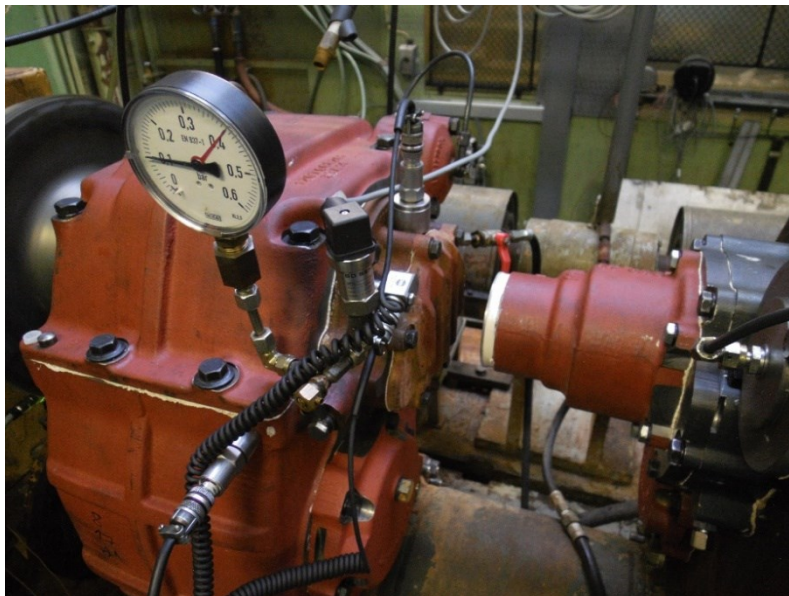
Obr 21 rozmístění snímačů při měření pozice L1



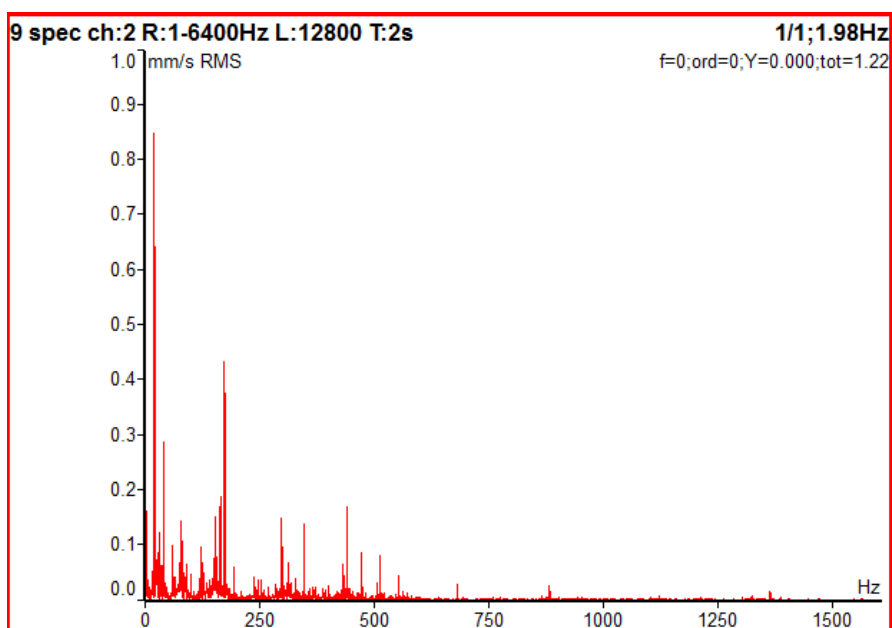
Obr 22 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L1

## 6.6 Pozice L2

Rozdíly proti první pozici jsou nepatrné. Zubové frekvence se neprojevují a to ani od zubového čerpadla, která by tady měla být nejznatelnější, protože se nachází velice blízko měřené pozice. Naopak  $f_o$  je zde vidět krásně, nicméně je opět její amplituda malá. Následující obrázky ukazuje jednak rozmístění snímačů (obrázek 23.) a frekvenční spektrum druhého kanálu (obrázek 24.).



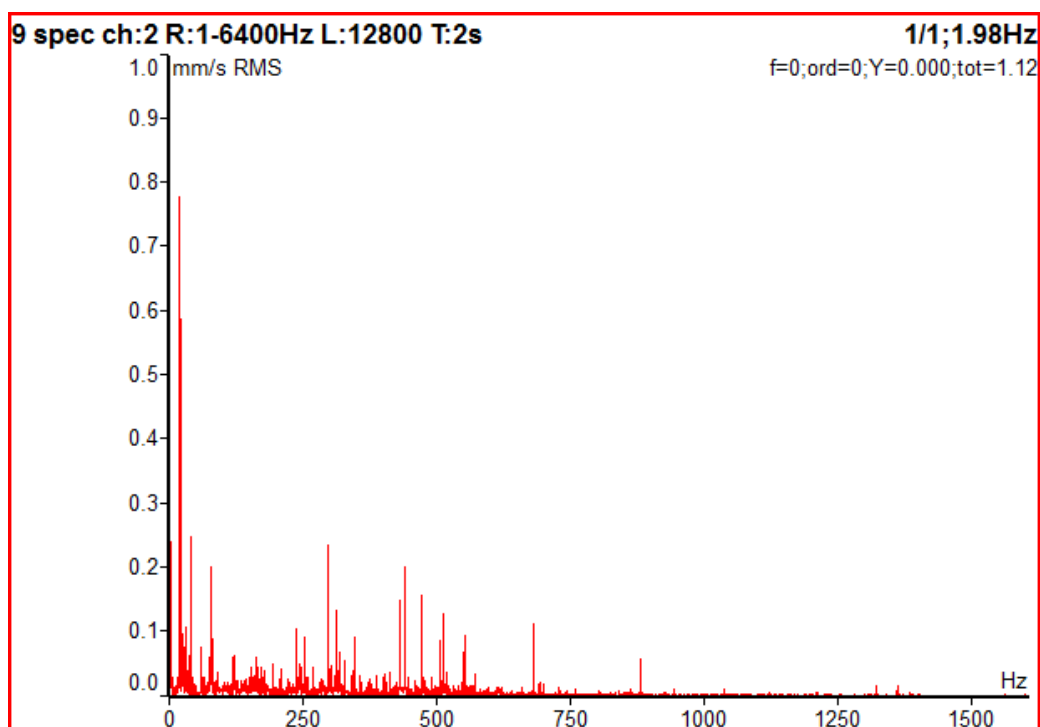
Obr 23 rozmístění snímačů při měření pozice L2



Obr 24 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L2

## 6.7 Pozice L3

Ani nenastaly velké změny, znatelná je pouze amplituda  $f_o$ , vyčnívá i amplituda její druhé harmonické frekvence, ale nijak nebezpečné hodnoty nenabývají. Na místě, kde by měli být zubové frekvence, nic není. Naneštěstí při měření této pozice jsem zapomněl vyfotit rozmístění snímačů. Obrázek 25 je frekvenční spektrum získané z měření této pozice, jedná se o kanál 2.



Obr 21 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L3

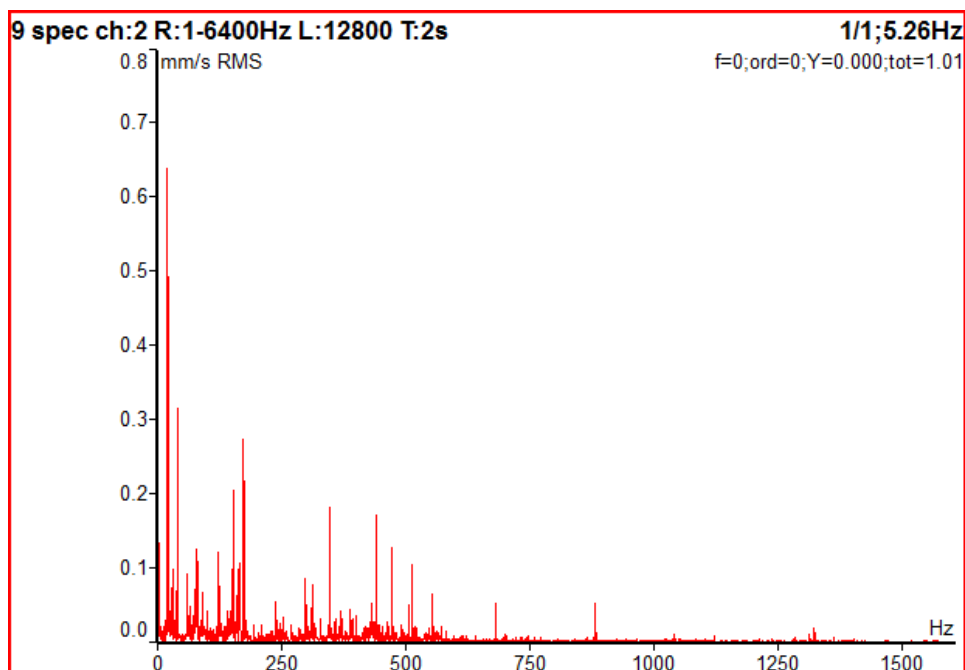


## 6.8 Pozice L4

I zde se pohybujeme v nízkých číslech. Máme amplitudu na  $f_0$ , v radiálním směru je největší, naopak směr axiální má výraznou amplitudu až na dvojnásobné harmonické  $f_0$ . Zubová frekvence zde nemá silnější zastoupení. K pozici 4. patří obrázek 26, ten znázorňuje polohu snímačů při měření. Obrázek 27 je frekvenční spektrum získané z měření.



Obr 26 Rozmístění snímačů při měření pozice L4



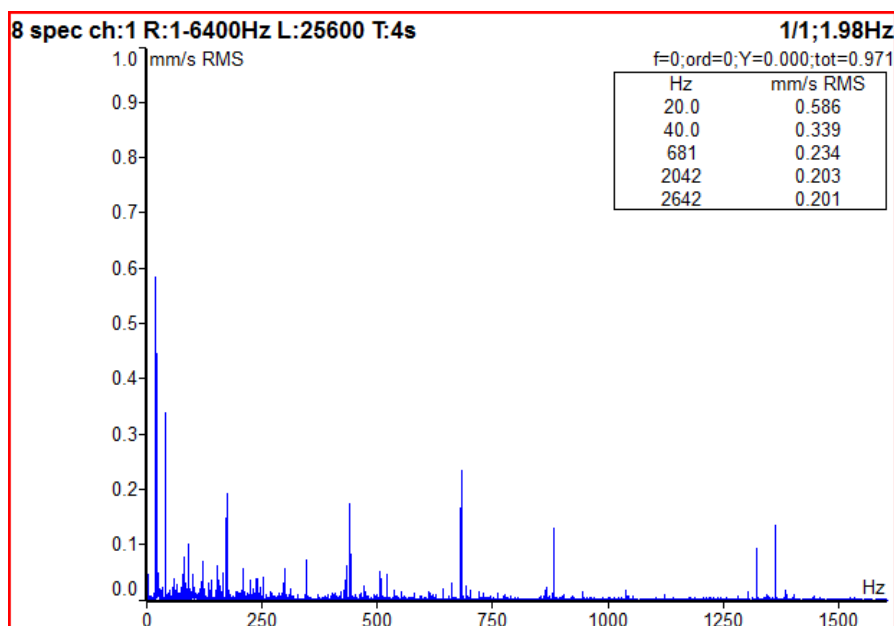
Obr 27 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L4

## 6.9 Pozice L5

Právě se dostávám na třetí, výstupní, hřídel. Podle výpočtu provedených výše by měla mít  $f_o$  hodnotu 13,6 Hz. Ovšem frekvenční spektrum neukazuje jakoukoliv amplitudu na této frekvenci a to v žádném z měřených směrů a ani případné harmonické frekvence. Stále se zde projevuje amplituda předešlé  $f_o$  20 HZ. V jaké pozici byly snímače, můžeme vidět na obrázku 28 a frekvenční spektrum je na obrázku 29.



Obr 28 Rozmístění snímačů při měření pozice L5



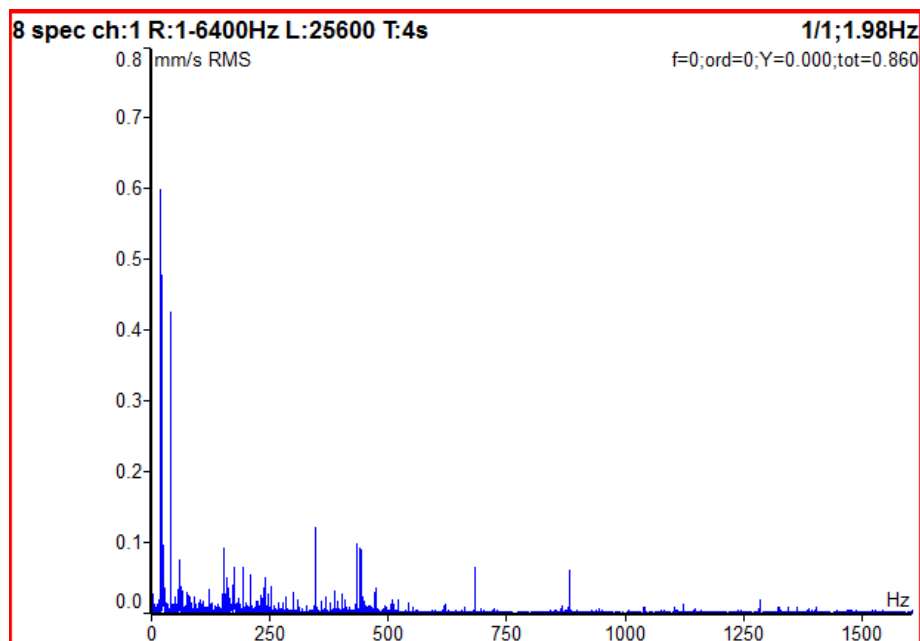
Obr 29 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L5

## 6.10 Pozice L6

Ani měření na poslední pozici neukazuje nikterak znepokojující hodnoty. Jen nám potvrzuje, že ozubená soukolí jsou v dobrém stavu. Stejně jako u minulé pozice frekvenční spektrum neukazuje amplitudu na vypočítané  $f_o$ , nicméně opět máme amplitudu na 20 HZ a 40 HZ. Jako obrázek 30. jsou snímáče při měření a obrázek 31. máme frekvenční spektrum získané z měření této pozice.



Obrázek 30 Rozmístění snímačů při měření pozice L6



Obrázek 31 Frekvenční spektru 2. kanálu pozice L6

### **6.11 Shrnutí měření**

Očekávání se tedy potvrdila. Jelikož je převodovka nová a její předchozí používání bylo malé a pouze na tomto stroji, měření neodhalilo nic, co by naznačovalo závadu, nebo větší opotřebení převodovky. Zubová frekvence se neprojevila vůbec ani od samotného soukolí ani od zubového čerpadla. Podle všeho jsou v pořádku všechny části převodovky.

## **7 Návrh online systému**

### **7.1 Výběr značky**

Pro nákup systému jsem vybral firmu ifm electronic, spol. s r. o. Firma nabízí ve svém eshopu mimo zařízení pro online měření vibrací mimo jiné produkty bezpečnostní techniky, senzory pohybu, průmyslové vidění, tedy kamerové senzory nebo 3D kamery, průmyslové řídicí systémy, ale také identifikační systémy. Pro prediktivní údržbu nabízí také senzory tlaku, senzory měření kvality oleje, senzory pro kontrolu spotřeby vody.

Pro výběr této značky jsem se rozhodl na doporučení mého vedoucího práce. Dle jeho slov nabízí své produkty při porovnání s konkurencí za přijatelnou cenu, což bylo také hlavním kritériem výběru.

## 7.2 Software

Jako program, aby bylo možné vše ovládat z počítače, slouží VES003 (ukázáno na obrázku 32.). [14]



*Obr 32 CD se softwarem [14]*

- Cena: 1 640,5 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 1
- Je potřeba procesor Pentium III nebo vyšší
- Microsoft XP, vista, Win7
- 256 MB RAM

### 7.3 Vyhodnocovací jednotka pro vibrační senzory

Jako vyhodnocovací jednotku volím VSE100. Umožňuje nepřetržité sledování vibračních charakteristik a vypnutí stroje dříve, než dojde k vážnému poškození. [11]



Obr 33 vyhodnocovací jednotka VSE100 [11]

- Cena: 17 741,45 Kč (cena je bez DPH)
- Kusů: 1
- Vstupy: 4 senzorové vstupy, 2 vstupy pro otáčky
- Výstupy: 2 digitální poplachové výstupy nebo 1 digitální poplachový výstup a 1 analogový poplachový výstup
- 8 digitálních vstupů/výstupů volně konfigurovatelných.
- Funkce historie
- Lze nastavit varování při vysokých vibracích
- Okolní teplota při práci i skladování: 0°C až 70°C

## 7.4 Síťový zdroj

Slouží jako napájení pro senzory, vyhodnocovací elektroniku, akumulátory a další. Vybral jsem DN1031, který je zobrazen na obrázku 34. [12]



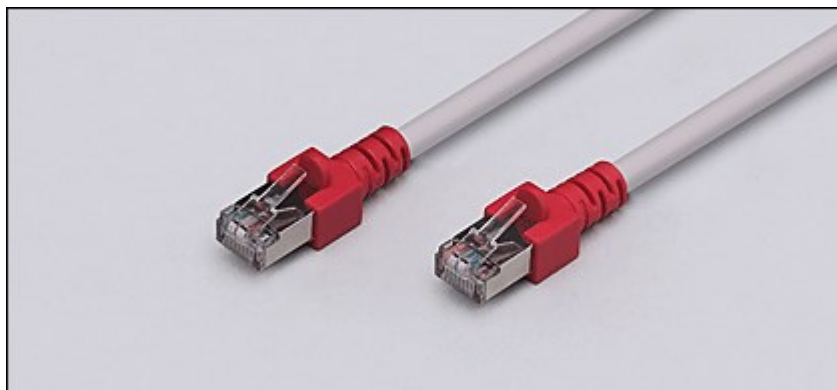
*obr 34 síťový zdroj DN1031 [12]*

- Cena: 2 543,92 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 1
- Okolní teplota: 0°C až 70°C



## 7.5 Spojovací kabel

Slouží pro spojení počítače a vyhodnocovací jednotky. Dle nabídky firmy ifm je pojmenován EC2080. na obrázku 35 máme ukázány koncové konektory kabelu.  
[15]



*obr. 35 kabel EC2080 [15]*

- Cena: 341,29 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 1
- Délka: 2 m
- Průměr: 6 mm
- Okolní teplota: -25°C až 80 °C
- Konektory RJ45
- Překřížený propojovací kabel

## 7.6 Snímače vibrací

Při výběru snímačů jsem vybíral podle několika kritérií. Mimo jiné nás zajímá rozsah měření. Zpravidla bývá uváděn v jednotkách zrychlení [mm/s] a výchylky [g]. Dále pak jeho rezonanční frekvence snímače. Zajímá mne také, v jakém rozmezí teplot může snímač pracovat. Sledovat je třeba také velikost snímače kvůli dostupnosti k měřenému místu, ale také hmotnost měřeného objektu, protože ta by měla být mnohem vyšší než hmotnost snímače.

Snímače se k měřenému objektu přichycují hned několika způsoby:

- Magnetem- slouží většinou k dočasnému uchycení, a to na feromagnetické povrchy. Máme magnety ploché, nebo pro zakřivené povrchy
- Lepidla- jsou určená pro dlouhodobá přichycení. Je třeba dbát na to, aby lepidlo mělo co nejmenší vrstvu, jelikož plastické vlastnosti lepidla mohou tlumit vibrace
- Šrouby- tady mluvím o závrtném, nebo izolovaném šroubu. Tento způsob bývá upřednostňován, jelikož je nejspolehlivější a nejefektivnější. Nevýhodou je, že je potřeba vyvrtávat díry se závity do měřeného objektu. Je zapotřebí být opatrný, aby nedošlo ke stržení závitu.

Jak jsem zmínil u upevnění pomocí šroubu, je třeba vyvrtat do konstrukce díry. Takový zásah však není vhodný u tenkostěnných konstrukcí. Pokud však nemáme možnost použít snímače s jinou možností upevnění, můžeme použít tzv. měřicí body. Takové měřicí body se například nalepí na měřicí místo, je v nich díra s vyvrtaným závitem a snímač se našroubuje do nich. Existují také měřicí body, jenž slouží k připevnění pomocí magnetu.

Další možnost, kterou můžeme využít, jsou přídavné magnety. Do nich je možné našroubovat snímač a ten upnout pomocí magnetu na konstrukci. [8]

## 7.7 Výběr snímačů

I když při měření vibrací na převodovce se jedná o dlouhodobé měření, po čase se převodovka bude měnit. Jelikož se chce vyhnout konstrukčním úpravám typu vrtání děr do skříně převodovky už z důvodů, že ne všude je stěna skříně stejně hrubá bojím se také provrtání i jiných problémů, které by mohly nastat. Přesto bych rád použil snímač se závrtným šroubem, k tomu však navrhuji přikoupit měřící body na přilepení se závitem. Myslím si však, že snímače mohou být potřeba i při měření jednorázových na jiných místech, proto doporučuji koupení magnetických měřících bodů.

### 7.7.1 Vibrační senzor

Jako vibrační senzor volím VS001 (obrázek 35.). [13]



obr. 35 vibrační senzor VS001 [13]

- Cena: 3 989 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 4
- Rozsah měření:  $\pm 25g$ .
- Frekvenční rozsah: 0 až 6 000 Hz.
- Možný rozsah okolní teploty:  $-30^{\circ}C$  až  $125^{\circ}C$

Následující příslušenství již není zakoupeno na eshopu firmy ifm elektronik, jelikož nebyly v jeho nabídce. Podařilo se mi je najít na eshopu firmy DIF.

### 7.7.2 Měřicí bod lepený

Dle prodejce je určen přímo pro konkrétní navrhovaný typ snímačů. Tento měřicí bod se přilepí na měřené místo a do něj se našroubuje snímač. Jak vypadá, vidíme na obrázku 35. [16]



*obr. 35 měřicí bod lepený [16]*

- Cena: 125 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 4
- Materiál: nerezová ocel 1.4307
- Rozměry: 25x15xM8

### 7.7.3 Měřicí bod magnetický

Stejně jako lepený měřicí bod, i tento je určen pro tento typ snímačů. Skládá se dvou částí. Jednak z magnetu a pak samotného měřicího bodu. Měřicí bod je na obrázek 37. [17]



*obr. 36 měřicí bod magnetický [17]*

- Cena: 750 Kč (cena je bez DPH)
- Počet kusů: 4
- Materiál: měřicího bodu nerezová ocel 1.4307
- Magnet má třípovrchovou antikoroziční vrstvu: Nikl + Měď + Nikl
- Maximální pracovní teplota 80°C

#### 7.7.4 Dvousložkové keramické lepidlo X60

Prodejce doporučuje při přilepení měřících bodů. Po aplikace tohoto lepidla lze lepené komponenty lehkým odklepnutím oddělit od konstrukce a po očištění od zbytku lepidla znovu použít. Jak vypadá balení lepidla X62 je na obrázku 37.[18]



obr. 37 lepidlo X60 [19]

- Cena: 1766 Kč (cena je bez DPH)
- Kusů: jedno balení

## 7.8 Kabel

Jako propojení mezi snímači a vyhodnocovací jednotkou je zapotřebí PUR kabely. Nákup kabelu bych doporučil nakoupit z eshopu firmy DIF, jelikož mají v nabídce kabely v délce 5 m a firma ifm má v nabídce pouze 2 m a to by nemuselo stačit. Propojovací kabel je s konektorem z firmy ifm E11508 (obrázek 37.). [19]



*Obr 37 Kabel E11508 [19]*

- Cena: 432,9 Kč (cena je bez DPH)
- Kusů: 4
- Jedná se o kabel stínění
- Jádra kabelu 4x 0,25mm<sup>2</sup>
- Vnější průřez: 4,8mm
- Teplotní použití: -30°C až 70°C

## 7.9 Přehled produktů

Přehled komponentů s počtem kupujících cen, cenami za kus a celkovou cenou nalezneme v tabulce 1.

Produkt	Počet kusů	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Software VES003	1	1 640,5	1 640,5
Vyhodnocovací jednotka VSE100	1	17 741,45	17 741,45
Síťový zdroj DN1031	1	2 543,92	2 543,92
Spojovací kabel	1	341,29	341,29
Vibrační senzor VSA001	4	3 989	15 956
Měřicí bod lepený	4	125	500
Měřicí bod magnetický	4	750	3 000
Lepidlo X60	1	1 766	1 766
Kabel	4	432,9	1 731,6
Celková cena za produkty bez DPH			45 221
Celková cena s DPH (21%)			54 717

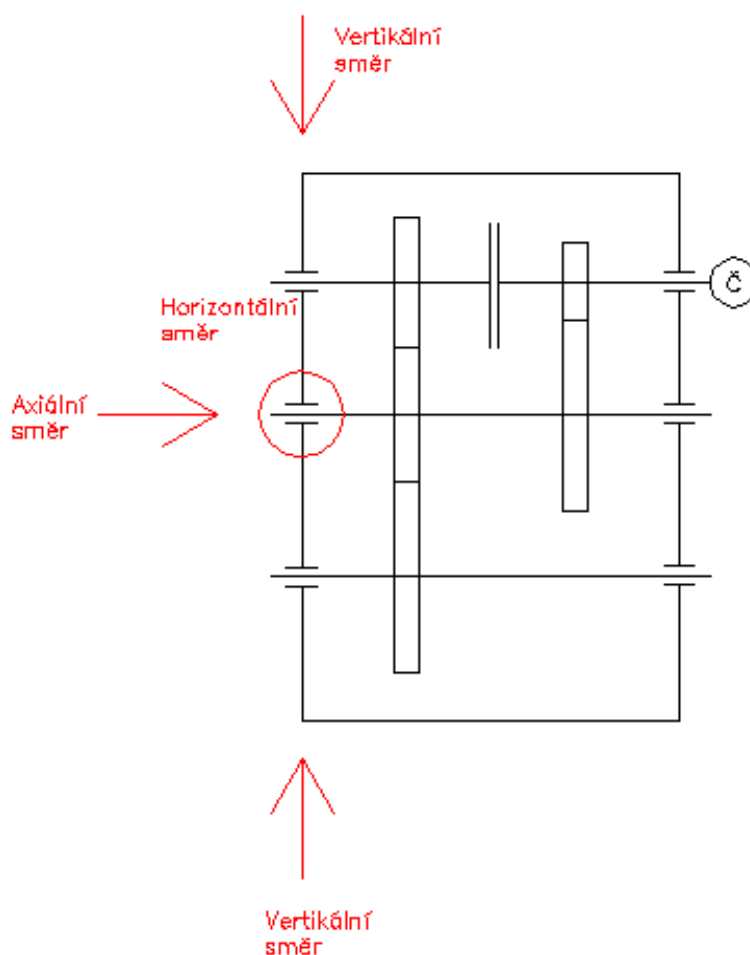
Tabulka 1 Přehled komponentů



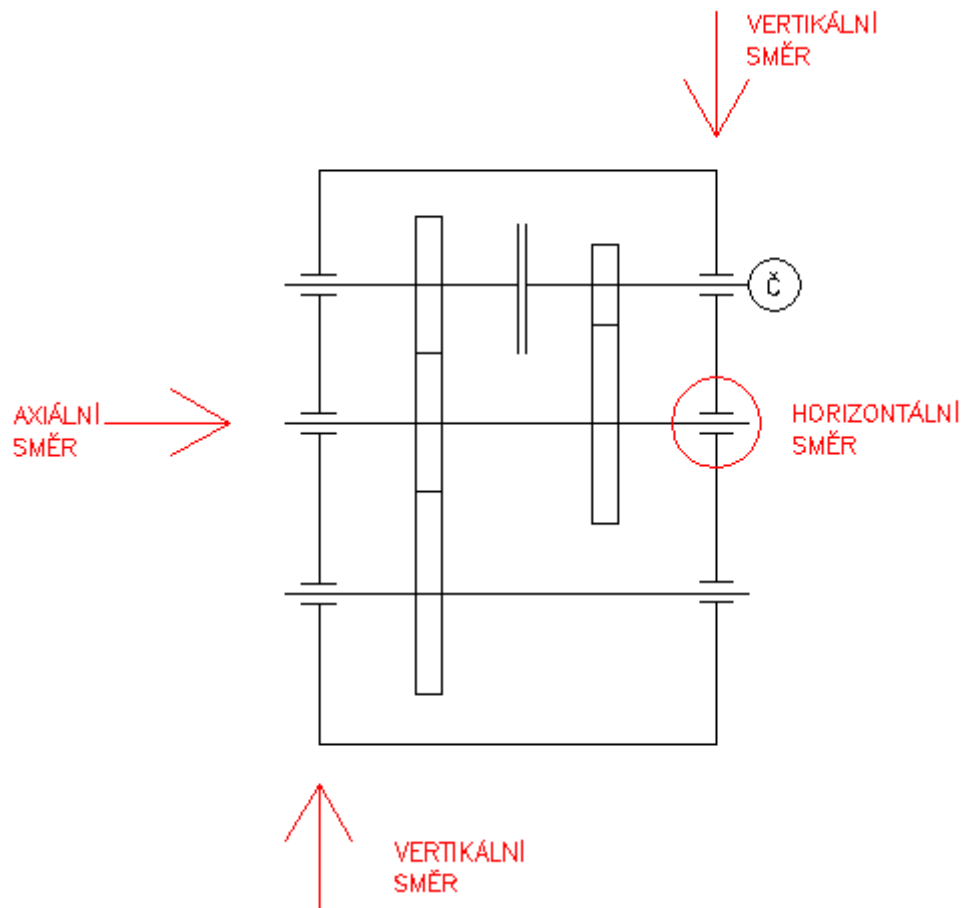
## 7.10 Rozmístění snímačů pro dlouhodobé měření

Jak je zmíněno u popisu vyhodnocovače vibrací, je možné do něj zapojit celkem 4 snímače vibrací. S mým vedoucím práce jsme usoudili, že je to dostatečný počet pro sledování průběžného stavu převodovky. Co se týče směrů měření, navrhuji, aby byly zastoupeny všechny tři směry měření. V obrázku č. 38 je zobrazeno, v jakých místech a směrech by měly být snímače rozmístěny pro případ zařazení rychlejšího převodového poměru. Pro případ zařazení pomalejší verze navrhuji rozmístění dle obrázku 39.

Nicméně pokud dojde k nákupu měřících bodů dle doporučení, není problém umístění senzorů flexibilně měnit a některý se senzorů umístit i na jiné části stroje. Například na přídatnou převodovku nebo na zařízení pro vyvození předpětí.



obr. 38 rozmístění snímačů pro dlouhodobé měření pro rychlé řazení



obr. 39 rozmístění snímačů pro dlouhodobé měření pro rychlé řazení

## 8 Závěr

V práci je zahrnuta celá historie firmy TATRA a.s., v několika řádcích je shrnut také současný sortiment firmy. Pokusil jsem se sepsat přehled druhů zkoušek ozubených kol a převodů. Také základní typy závad rotujících součástí a jak se mohou projevit ve frekvenčním spektru. Následně je stručně popsáno, jakým způsobem funguje stroj, kolem kterého se celá práce točí, ale také jsem popsal, jak jsem měřil i výsledky. U výsledku jsou přidány obrázky frekvenční spekter z jednotlivých měření pro větší přiblížení stavu měřené převodovky. Na závěr jsou vypsány konkrétní komponenty cíleného online systému i s cenou a počty kusů, kolik jich doporučuji nakoupit. Celkové náklady na všechny tyto komponenty po přičtení DPH 21% jsou tedy přibližně 54 720 Kč.

Věřím, že celý návrh zástupce firmy zaujme a skutečně se rozhodne ke koupi komponentů a pro jejich následnou aplikaci. Vím, že pracovníci firmy s vibrodiagnostickými systémy doposud nepracují a nemají zkušenosti, ale už mi bylo zmíněno, že se nebrání dalšímu rozšíření vibrodiagnostiky ve firmě. Pokud k tomu skutečně dojde, budu moc rád, pokud bych mohl na tomto rozšíření s firmou spolupracovat.

## 9 Použitá literatura

[1] NĚMČEK Pavel, TOMEH Elias. Vibrační diagnostika základních závad strojů [online]. 2010. Datum poslední revize neuvedeno, [cit. 2016-03-12].

[2] ŽIARAN, Stanislav. Kmitanie a akustika: znižovanie kmitania a hluku v priemysle. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2006. ISBN 80-227-2366-5.

[3] HELEBRANT, František a Jiří ZIEGLER. Technická diagnostika a spolehlivost. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0650-9.

[4] HAVLÍK, Jiří. Životnostní zkoušky převodových skříní: teze habilitační práce k habilitačnímu řízení v oboru Konstrukční a procesní inženýrství. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1628-9.

[5] MARŠÁLEK, Petr. Únavové zkoušky ozubených kol: autoreferát disertační práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2991-3.

[6] MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.

[7] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. Brno: F. Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

[8] Jakar Electronics, spol. s r.o. <http://www.omegaeng.cz/> [online]. Datum publikování není uvedeno, Datum poslední revize není uvedeno [26.2.2016].  
<<http://www.omegaeng.cz/prodinfo/accelerometers.html>>

[9] TATRA TRUCKS A.S. [www.tatra.cz](http://www.tatra.cz) [online]. Datum publikování není uvedeno, Datum poslední revize není uvedeno [15.2.2016]. <<http://www.tatra.cz/o-spolecnosti/historie-tatry/historie-vyroby/>>

[10] BLATA, Jan a Janusz JURASZEK. Metody technické diagnostiky: teorie a praxe. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2997-5.

[11] ifm electronic, spol. s r. o. [www.ifm.com](http://www.ifm.com) [online]. Datum publikování není publikování, Datum poslední revize 27.10.2010 [23.5.2016]. <<http://www.ifm.com/products/cz/ds/VSE100.htm>>

[12] ifm electronic, spol. s r. o. [www.ifm.com](http://www.ifm.com) [online]. Datum publikování není publikování, Datum poslední revize 4.4. 2014 [23.5.2016]. <<http://www.ifm.com/products/cz/ds/DN1031.htm> >

[13] ifm electronic, spol. s r. o. [www.ifm.com](http://www.ifm.com) [online]. Datum publikování není publikování, Datum poslední revize 8.10.2014 [23.5.2016]. <<http://www.ifm.com/products/cz/ds/VSA001.htm> >

[14] ifm electronic, spol. s r. o. [www.ifm.com](http://www.ifm.com) [online]. Datum publikování není publikování, Datum poslední revize 08.10.2015, [23.5.2016]. <<http://www.ifm.com/products/cz/ds/VES003.htm>>

[15] ifm electronic, spol. s r. o. [www.ifm.com](http://www.ifm.com) [online]. Datum publikování není publikování, Datum poslední revize 08.10.2015, [23.5.2016]. <<http://www.ifm.com/products/cz/ds/EC2080.htm>>

[16] DIF spol. s r.o. [www.dif.cz](http://www.dif.cz) [online]. Datum publikování: 2011, Datum poslední revize není publikováno, [23.5.2016]. <<http://www.dif.cz/eshop/vibracni-diagnostika/prislusenstvi-vibrace/merici-bod-ifm-pro-snimac-vsa001-lepeny/>>

[17] DIF spol. s r.o. [www.dif.cz](http://www.dif.cz) [online]. Datum publikování: 2011, Datum poslední revize není publikováno, [23.5.2016]. <<http://www.dif.cz/eshop/vibracni-diagnostika/prislusenstvi-vibrace/merici-bod-ifm-pro-snimac-vsa001-magneticky/>>

[18] DIF spol. s r.o. [www.dif.cz](http://www.dif.cz) [online]. Datum publikování: 2011, Datum poslední revize není publikováno, [23.5.2016]. <<http://www.dif.cz/eshop/vibracni-diagnostika/prislusenstvi-vibrace/keramicke-lepidlo-x60/>>

[19] DIF spol. s r.o. [www.dif.cz](http://www.dif.cz) [online]. Datum publikování: 2011, Datum poslední revize není publikováno, [23.5.2016]. <<http://www.dif.cz/eshop/vibracni-diagnostika/komponenty-ifm/propojovaci-kabel-5m-stineny/>>

[20] Autor neuveden. [www.archiv.ihned.cz](http://www.archiv.ihned.cz) [online]. Datum publikování: 29.12. 2010, Datum poslední revize neuvedeno, [3.5. 2016] <<http://archiv.ihned.cz/c1-49043970-muzeum-laka-na-stara-auta>>

[21] Autor neuveden. [www.bringatrailer.com](http://www.bringatrailer.com) [online]. Datum publikování: 25.2.2012, Datum poslední revize neuvedeno. [15.2. 2016]. <<http://bringatrailer.com/2012/02/25/pristine-mystery-1950-tatra-t600-tatraplan/>>

[22] TATRA TRUCKS A.S. <http://www.tatra.cz/> [online]. Datum publikování není uvedeno, Datum poslední revize není uvedeno [15.2.2016]. <<http://www.tatra.cz/o-spolecnosti/galerie/fotografie/komerčni-vozidla/>>

[23] Školící a pilotní pracoviště TU v Liberci, [www.slideplayer.cz](http://www.slideplayer.cz) [online]. Datum publikování neuvedeno, Datum poslední revize neuveeno. [15.2.2016]. <<http://slideplayer.cz/slide/2441037/>>

[24] Interní dokumentace firmy TATRA TRUCKS a.s.